

ев, уменьшается, а сила  $F_{n2}=F_n-F_{n1}$ , характерная для линейного контакта, увеличивается. При этом максимальные контактные напряжения  $\sigma_{1\max}$ , соответствующие точечному контакту зубьев, снижаются, а напряжения  $\sigma_{1H}$  от действия силы  $F_{n2}$  возрастают. Кроме того, суммарные напряжения  $\sigma_{\max}$  увеличиваются и при очень малой величине  $\Delta S=0,001\cdot 10^{-3}$  мм, стремящейся практически к нулю, величина  $\sigma_{\max}=487,368$  МПа. Данная величина напряжений практически совпадает с величиной контактных напряжений  $\sigma_H=491$  МПа, имеющих место при линейном контакте зубьев и определяемых по известной формуле Герца.

Таким образом, впервые доказано и показано, что при  $R\rightarrow\infty$  точечный контакт зубьев перерождается в линейный контакт зубьев, что является вторым условием применимости решений пространственных контактных задач. Определение второго, как и ранее найденного первого условия решения пространственных контактных задач, является дополнительным доказательством достоверности разработанной новой теории контактной прочности упруго сжатых тел [4].

#### Выводы:

1. Впервые на основе новой теории контактной прочности сформулированы два условия решений пространственных контактных задач.
2. Первое условие предусматривает равенство радиусов кривизны в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, характерное для контакта сферических тел.
3. Второе условие указывает на то, что при величинах радиусов кривизны образующих боковых поверхностей зубьев шестерни или одновременно зубьев шестерни и колеса, стремящихся к бесконечности, расчётная модель точечного контакта зубьев перерождается в расчётную модель линейного контакта зубьев.

**Список литературы:** 1. Пат. 77304 на винахід. Україна. Зубчаста передача з криволінійними твірними зубів / *О.П. Попов*. – а2004121281; заявл. 14.02.04; опубл. 15.11.06. Бюл. №11. 2. Пат. 77634 на винахід. Україна. Зубчасте зацеплення / *О.П. Попов*. – а20041210280; заявл. 14.02.04; опубл. 15.12.06. Бюл. №12. 3. Пат. 81008 на винахід. Україна. Зубчаста передача Попова О.П. з точковою і двопарною системою зацеплення евольвентних зубів / *О.П. Попов*. – а200507850; заявл. 08.08.05; опубл. 26.11.07. Бюл. №19. 4. *Попов А.П.* Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев / *О.П. Попов*. – Николаев: Изд-во Атолл, 2010. – 774с. 5. *Alexey Porov*. Новая теория контактной прочности упруго сжатых тел / *Porov Alexey*. – Lublin (Poland): Изд-во Motrol, 2010. – С.223-231. 6. *Попов А.П.* Разработка высококоэффициентных зубчатых передач на основе новой теории контактной прочности / *А.П. Попов, А.И. Мироненко* // Специализированный информационно-аналитический журнал "Газотурбинные технологии". – М., 2011. – №4(95). – С.32-37. 7. *Попов А.П.* Снижение виброактивности зубчатых передач / *А.П. Попов, Ю.Н. Кипреев* // Сб. трудов XV Междунар. науч.-техн. конф. "Машиностроение и техносфера XXI века". – Донецк, 2008. – Том.3. – С.104-109. 8. Энциклопедический справочник. Инженерные расчёты в машиностроении. – М.: Машгиз, 1948. – 891с. 9. *Ковалёв М.П.* Расчёт высокоточных шарикоподшипников / *М.П. Ковалёв, М.З. Народецкый*. – М.: Машиностроение, 1980. – 375с. 10. *Ковальский Б.С.* Расчёт деталей на местное сжатие / *Б.С. Ковальский*. – Харьков: Изд-во ХВВКИУ, 1967 – 223с.

Поступила в редколлегию 10.04.12

УДК 621.829.031

**О.Г. ПРИЙМАКОВ**, к.т.н., профессор ХДТУБА, Харків;  
**О.В. УСТИНЕНКО**, к.т.н., доц., старший науковий співробітник  
 каф. ТММ і САПР НТУ "ХПІ", Харків;  
**Ю.О. ГРАДИСЬКИЙ**, к.т.н., доцент ХНТУСГ ім. П. Василенка, Харків

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРОСТІЙКОСТІ ХВИЛЬОВИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ (ХЗП)

Проведено і описано результати експериментальних досліджень віброшвидкості ХЗП з допомогою приладу ДБ-2К (НДТІ ХНТУСГ ім. П. Василенка). Доведено переваги динамічного двоплощинного балансування ХЗП з позиції підвищення їх надійності та залишкового ресурсу. Розроблено критеріальну оцінку технічного стану ХЗП через ефективне значення віброшвидкості  $V_{se}$ .

Проведены и описаны результаты экспериментальных исследований виброскорости ВЗП с помощью прибора ДБ-2К (НТИ ХНТУСХ им. П. Василенка). Доказаны преимущества динамического двухплоскостного балансирования ВЗП из позиции повышения их надежности и остаточного ресурса. Разработана критериальная оценка технического состояния ВЗП через эффективное значение виброскорости  $V_{se}$ .

Conducted and described results of experimental researches of vibrospeed WTG by the device of DB-2K (NDTI of KHNTUA the name of P. Vasilenko). Proved advantage of the dynamic twoplanesihg balancing WTG from position of increase of their reliability and remaining resource. The criterion estimation of the technical state of WTG is developed through the effective value of vibrospeed  $V_{se}$ .

Експериментальне дослідження вібростійкості ХЗП проводилось з метою підтвердження теоретичних передумов забезпечення вібростійкості розмірного ланцюга "вал генератора-гнучке колесо" та кількісної оцінки віброшвидкості на опорах ХЗП. Дослідження виконувались на базі ТОВ "Донснаб" за участю авторів, на натурних зразках передач [1, 2].

#### Проведення та результати експерименту

Порядок проведення експерименту:

1. Встановили електродвигун для приводу ХЗП Б як показано на рисунку 1.
2. Прикрутили гайкою лівий датчик до нижньої шпильки кріплення корпусу підшипника ХЗП (далі опора 1) з лівого боку складальної одиниці (рисунк 2,а).
3. Прикрутили гайкою правий датчик до нижньої шпильки кріплення корпусу підшипника ХЗП (далі опора 2) з правого боку комбайну (рисунк 2,б).
4. Підключили прилад ДБ-2К до мережі змінного струму (36±5) В промислової частоти.
5. Включили прилад ДБ-2К тумблером "Вкл."
6. Запустили електродвигун приводу ХЗП та дочекались, поки він вийде в робочий режим (750хв<sup>-1</sup>). Якщо стрілка на індикаторі "Віброшвидкість" відхилялась менш, ніж на 1/3 шкали, встановлювали перемикач меж вимірювання в положення "3мм/с". Стробоскоп підсвічує "легке місце" на маховику ХЗП у при кожнім його проходженні повз нижню точку маховика.
7. Вимірювання віброшвидкості спочатку проводили з лівого боку ХЗП, а потім з правого. Вимірювали мінімальні та максимальні значення параметрів. Отримані результати занесли до таблиці 1.

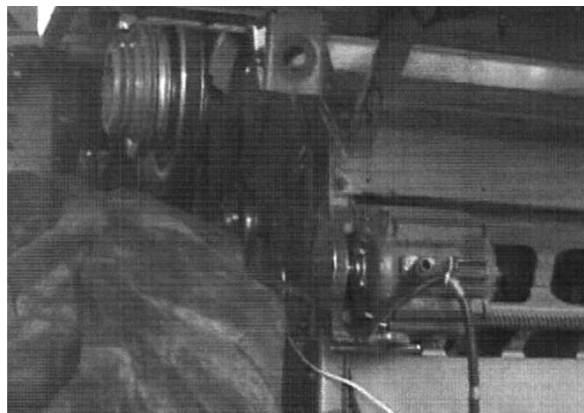


Рисунок 1 – Підключення електродвигуна для приводу ХЗП

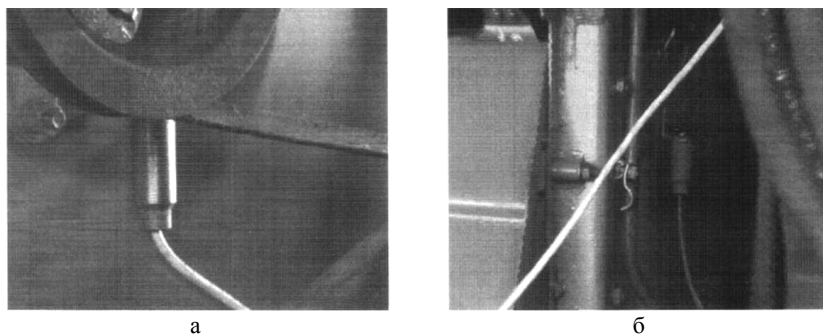


Рисунок 2 – Розташування датчиків приладу ДБ-2К при балансуванні:  
а – з лівого боку; б – з правого боку

Таблиця 1 – Результати експерименту по визначенню віброшвидкості  $V_s$  ХЗП до проведення балансування

№ ХЗП	$V_s$			
	Опора 1		Опора 2	
	$V_{s \min}$ , мм/с	$V_{s \max}$ , мм/с	$V_{s \min}$ , мм/с	$V_{s \max}$ , мм/с
1	4,8	5	3,5	3,6
2	3	3,1	4	4
3	4,5	4,7	3,1	3,2
4	2,5	2,5	2,9	3
5	1,5	1,7	1,6	1,7
6	2,9	3	4,5	4,7
7	3,1	3,2	3	3,1
8	3,1	3,1	2	2,1
9	1,6	1,7	1,7	1,7
10	4,5	4,5	4,8	4,9

Середнє значення віброшвидкості  $\bar{V}_s$  по двох опорах одночасно для всіх 10 ХЗП до балансування складає – 3,18мм/с

Таблиця 2 – Результати експерименту по визначенню віброшвидкості  $V_s$  ХЗП після проведення балансування

№ ХЗП	$V_s$			
	Опора 1		Опора 2	
	$V_{s \min}$ , мм/с	$V_{s \max}$ , мм/с	$V_{s \min}$ , мм/с	$V_{s \max}$ , мм/с
1	1	1,1	1	1,1
2	1,1	1,2	1	1,1
3	1,4	1,5	1,5	1,5
4	1,3	1,3	1,2	1,3
5	1,5	1,5	1,4	1,5
6	1,2	1,3	1,2	1,3
7	1,4	1,5	1,5	1,5
8	1	1,1	1	1,1
9	1,5	1,5	1,2	1,3
10	1,4	1,5	1,4	1,5

Середнє значення віброшвидкості  $\bar{V}_s$  по двох опорах одночасно для всіх 10 ХЗП після балансування складає – 1,3 мм/с.

8. Виключили прилад ДБ-2К тумблером "Вкл.".

Кількість вимірювань визначалась плануванням експерименту.

Усереднені значення  $\bar{V}_s$  для двох опор до і після проведення балансування ХЗП занесені в таблиці 3 та 4 відповідно.

Таблиця 3 – Усереднені значення  $\bar{V}_s$  для двох опор до проведення балансування ХЗП

№ ХЗП	Значення $\bar{V}_s$ , мм/с	
	Опора 1	Опора 2
1	4,9	3,55
2	3,05	4
3	4,6	3,15
4	2,5	2,95
5	1,6	1,65
6	2,95	4,6
7	3,15	3,05
8	3,1	2,05
9	1,65	1,7
10	4,5	4,85

Таблиця 4 – Усереднені значення  $\bar{V}_s$  для двох опор після проведення балансування ХЗП

№ ХЗП	Значення $\bar{V}_s$ , мм/с	
	Опора 1	Опора 2
1,05	1,05	1,05
1,15	1,05	1,15
1,45	1,5	1,45
1,3	1,25	1,3
1,5	1,45	1,5
1,25	1,25	1,25
1,45	1,5	1,45
1,05	1,05	1,05
1,5	1,25	1,5
1,45	1,45	1,45

Результати обробки (усереднення) вимірювань  $V_s$  для вибраних 10 ХЗП до і після проведення балансування показано в таблицях 5 і 6 відповідно.

Таблиця 5 – Значення  $\bar{V}_s$  по двох опорах одночасно для 10 ХЗП до балансування

№ ХЗП	Значення $\bar{V}_s$ , мм/с
1	4,225
2	3,525
3	3,875
4	2,725
5	1,625
6	3,775
7	3,100
8	2,575
9	1,675
10	4,675

Таблиця 6 – Значення  $\bar{V}_s$  по двох опорах одночасно для 10 ХЗП після балансування

№ ХЗП	Значення $\bar{V}_s$ , мм/с
1	1,050
2	1,100
3	1,475
4	1,275
5	1,475
6	1,250
7	1,475
8	1,050
9	1,375
10	1,450

Аналіз даних таблиць 1-6 показує, що:

- значення віброшвидкостей  $\bar{V}_s$  для опор 1 та 2 відрізняється несуттєво, в межах похибки вимірювань, що доводить правомірність вибраної симетричної розрахункової схеми. Проте, по мірі зношування підшипникових складальних одиниць симетрія може порушуватись, тому необхідним є двох площинне динамічне балансування МБ;
- аналіз результатів доводить необхідність двох площинного динамічного балансування ХЗП при діагностуванні їх технічного стану;
- стабілізація значень  $\bar{V}_s$  в цьому випадку сприятиме підвищенню надійності, залишкового ресурсу та ефективності використання ХЗП;
- значення  $\bar{V}_s$  по двох опорах одночасно для всіх 10 експериментальних ХЗП до і після динамічного двохплощинного балансування відрізняється на 59,17% на користь здійснення такого балансування.

Критеріальна оцінка технічного стану МБ має визначатись так:

$$\bar{V}_s \leq [V_s], \quad (1)$$

де  $[V_s]$  визначається згідно вимог ГОСТ 22061-76 (ISO 1940-73) "Допустима залишкова невідновженість роторів".

Цей стандарт дозволяє визначати  $[V_s]$  через допустимий питомий дисбаланс по нормах VD-1 для групи F, або через допустимий питомий дисбаланс по Беккеру для класу 3.

Клас точності балансування ХЗП – 5-й згідно вимог того ж ISO 1940-73.

Для оцінки полігармонічного складу вібрацій зручно і доцільно скористатись ефективним значенням віброшвидкості:

$$V_e = \left( \frac{1}{T} \int_0^T [V(t)]^2 dt \right)^{1/2}, \quad (2)$$

де  $T$  – період вібрацій,  $V(t)$  – миттєве значення віброшвидкості (в нашому випадку  $V(t) \sim V_s$ ). Для вібрацій з кінцевим числом гармонік:

$$V_e = \left( \sum_{i=1}^n \frac{A_i w_i}{2} \right)^{1/2}, \quad (3)$$

де  $A_i$ ,  $W_i$  – відповідно амплітуди і частоти складових гармонік.

Знайшовши ефективне значення віброшвидкості  $V_e$ , його слід порівняти у нестрогій нерівності з рекомендованим значенням  $[V_{e \max}]$  для машин загальнопромислового призначення (таблиця 6, ISO 1940-73).

В цьому випадку критерієм вібростійкості і працездатності (зокрема, вібровитривалості) ХЗП може бути нерівність:

$$V_e \leq [V_{e \max}]. \quad (4)$$

### Висновки:

– критерієм достовірності вібродіагностування ( $E$ ) розмірного ланцюга "вал генератора – гнучке колесо" є усереднена по підшипниках кочення та клиноремінній передачі щільність імовірності  $\rho(L_p)$  допустимого рівня вібрації;

– експериментальні дослідження параметрів вібростійкості,  $\delta_{екв}$ ,  $T_h$  достатньо точно підтверджують значення цих величин, розрахованих згідно [2, 3], похибка у всіх випадках не перевищує 5...8%, що знаходиться в межах можливої похибки експериментального вимірювання (чи розрахунку) вказаних величин.

– значення віброшвидкостей  $\bar{V}_s$  для опор 1 та 2 відрізняється несуттєво, в межах похибки вимірювань, що доводить правомірність вибраної симетричної розрахункової схеми. Проте, по мірі зношування підшипникових складальних одиниць, симетрія може порушуватись, тому необхідним є двох площинне динамічне балансування ХЗП;

– аналіз результатів доводить необхідність двох площинного динамічного балансування ХЗП при діагностуванні їх технічного стану; стабілізація значень  $\bar{V}_s$  в цьому випадку сприятиме підвищенню надійності, залишкового ресурсу та ефективності використання ХЗП;

– значення  $\bar{V}_s$  по двох опорах одночасно для всіх 10 експериментальних ХЗП до і після динамічного двохплощинного балансування відрізняється на 59,17% на користь здійснення такого балансування.

**Список літератури:** 1. Советов Б.Я., Яковлев С.Я. Моделирование систем. – М.: Высш. шк., 1985. – 271с. 2. Приймаков О.Г. Градиський Ю.О. Експериментальне дослідження інтенсивності зношування та пов'язаного з ним напружено-деформованого стану визначальних пар тертя в середньому машинобудуванні // Вестник науки и техники. – 2005. – №4(21). – С.19-28. 3. Моисеев Н.Н. Математические задачи системного анализа. – М.: Наука, 1981. – 363с.

Надійшла до редколегії 25.03.12